

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-099498
 (43)Date of publication of application : 13.04.2001

(51)Int.Cl. F25B 1/00
 C09K 5/04

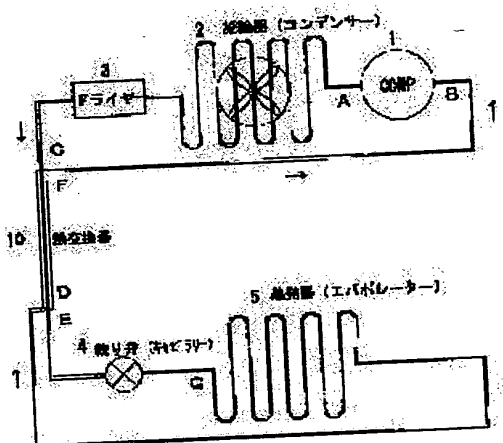
(21)Application number : 11-279192 (71)Applicant : DAIREI:KK
 (22)Date of filing : 30.09.1999 (72)Inventor : SEINO TOSHIO

(54) REFRIGERATION SYSTEM USING NONAZEOTROPE REFRIGERANT

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To realize cryogenic temperature easily through a simple refrigerating machine system using a mixture refrigerant of two or more components.

SOLUTION: In a refrigeration system using nonazeotrope refrigerant containing two or more components, working fluid from a condenser to a throttle valve is cooled in a heat exchanger 10 by low temperature working fluid returning from an evaporator to a compressor in a circulation passage of the compressor 1, the condenser 2, the throttle valve 4 and the evaporator 5. Working pressure of a refrigerating machine system is lowered by lowering the vapor pressure through lowering of the refrigerator temperature thereby lowering the temperature and pressure in compression/condensation process, thus accelerating condensation/liquefaction of refrigerant components having high vapor pressure and low boiling point. Consequently, cryogenic temperature can be realized easily using a refrigerant having high critical pressure and low critical temperature as a mixture refrigerant component.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of

Searching PAJ

rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

*** NOTICES ***

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

. CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] The refrigeration system characterized by cooling a working fluid while resulting [from a condenser] in a throttle valve with the working fluid of the low temperature which returns to the compressor within the circulation path which returns to a compressor through a compressor, a condenser, a throttle valve, and an evaporator in the refrigeration system using the non-azeotropy system mixing refrigerant containing two or more refrigerant components, and promoting liquefaction of a low-boiling point component.

[Claim 2] The refrigeration system according to claim 1 characterized by the working fluid of the low temperature which cools a working fluid while resulting [from the above-mentioned evaporator] in a throttle valve being in a damp or wet condition by the liquefied high-boiling point component.

[Claim 3] Claim 1 characterized by reducing the discharge pressure of the working fluid from a compressor by cooling a working fluid while resulting [from a condenser] in a throttle valve with the working fluid of the low temperature which returns from the above-mentioned evaporator to a compressor, the refrigeration system of two publications.

[Claim 4] The refrigeration system according to claim 1, 2, or 3 characterized by the critical temperature of the component of at least 1 of the above-mentioned non-azeotropy system mixing refrigerant being below an abbreviation room temperature.

[Translation done.]

*** NOTICES ***

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]**[0001]**

[Industrial Application] This invention relates to refrigeration systems, such as a refrigerator unit.

[0002]

[Description of the Prior Art] Although chlorofluorocarbon has been widely used from the outstanding property, since the chlorofluorocarbon of that the so-called chlorofluorocarbon containing chlorine destroys the ozone layer of the atmosphere upper layer and many affects global warming as greenhouse gas as a freezer and a refrigerant for refrigerators, these chlorofluorocarbon can use it no longer for the international target for regulation, becoming. On the other hand, development of the new refrigerant of a hydrocarbon system which destruction of an ozone layer is not brought about, but the so-called use of a chlorofluorocarbon-replacing material with little effect of greenhouse effect etc. is tried, and changes to these chlorofluorocarbon system refrigerants is furthered.

[0003] However, although it is called for that critical temperature is high in order that it may be chemically stable for using it as a refrigerant, there may be no toxicity in it and compatibility with a lubricating oil may operate under having sufficiently low standard boiling by relation with the frozen temperature made into the purpose besides properties, such as being good, and a room temperature environment Generally the value (boiling point value for criticality) of the ratio to the critical temperature of standard boiling with an absolute temperature scale It is difficult to obtain the refrigerant which can operate at a room temperature and can lower whenever [freezer warehouse internal temperature] greatly, since it is about 0.6 to 0.7 range in general. Since critical temperature's being low and the pressure of especially the refrigerant for refrigerators for ultra low temperature that maintains whenever [warehouse internal temperature / of -50 degrees C or less] which liquefaction takes conjointly are also high, construction of a practical new refrigeration system is difficult to realize.

[0004] For this reason, to adjust properties, such as the boiling point, by selecting that mixed presentation as a mixed refrigerant which consists of two or more components is tried. In this case, although a non-azeotropy mixing refrigerant can select the class of a presentation or each component matter widely, the dew point line and a boiling point curve separate the phase change property of an another side non-azeotropy mixing refrigerant, and liquefaction initiation temperature, liquefaction termination temperature, or evaporation initiation temperature differs from evaporation termination temperature under the conditions of pressure regularity. Therefore, when the presentation of vapor-liquid each phase changed by the condensation inside of a plane under isotonic, the refrigerant fill was made [many] and refrigeration capacity was improved, while the humid refrigerant gas had remained from the evaporator, it will circulate through a refrigerator system, and the effectiveness of a refrigerator system will be fallen.

[0005] Moreover, in the refrigerator system for ultra low temperature, as a refrigerator system using the non-azeotropy mixing refrigerant which consists of two or more components, by the capacity of the condenser which operates under a room temperature environment, since liquefaction of a component with low critical temperature is difficult, the plural methods made to condense on a multistage story for

every component refrigerant are mixed with the low-boiling point.

[0006] What is shown in drawing 3 uses the mixed refrigerant which consists of three kinds of the refrigerant with which it is one example and the boiling points differ. After making the mixed refrigerant compressed by one set (compressor) of a compressor 1 radiate heat through a condenser 2, It is what uses the 1st high refrigerant of the boiling point for condensation of the 2nd refrigerant with the more low boiling point, and is used for condensation of the low refrigerant of the boiling point which realizes cooling temperature aiming at the 2nd refrigerant further. It is separated by the vapor-liquid-separation machines 6 and 8, respectively, and these 1st and 2nd refrigerant is evaporated through a throttle valve 4, and makes a refrigerant with the more low boiling point condense by heat exchangers 7 and 8 in drawing. The 3rd refrigerant with the lowest boiling point is evaporated with an evaporator 5 via a throttle valve 4, and cools the inside of a cooling pool (freezer) 50 to the target temperature.

[0007] However, such a refrigerator system has complicated structure, about [that a manufacturing cost increases since enlargement of a facility is not avoided], a maintenance, etc. is difficult a system, and maintenance cost also requires it, and it also serves as constraint when aiming at spread.

[0008]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] A simple system configuration realizes an efficient refrigeration system, especially the refrigerator system for ultra low temperature easily using a non-azeotropy mixed stock refrigerant.

[0009]

[Means for Solving the Problem] This invention is a refrigeration system characterized by cooling a working fluid while resulting [from a condenser] in a throttle valve with the working fluid of the low temperature which returns to the compressor within the circulation path which returns to a compressor through a compressor, a condenser, a throttle valve, and an evaporator from an evaporator, and promoting liquefaction of a low-boiling point component in the refrigeration system using the non-azeotropy system mixing refrigerant containing two or more refrigerant components.

[0010] Moreover, by making into a damp or wet condition the working fluid of the low temperature which cools a working fluid while resulting [from the above-mentioned evaporator] in a throttle valve by the liquefied high-boiling point component, refrigeration capacity can be improved effectively and the discharge pressure of the working fluid from a compressor can be reduced by cooling a working fluid while resulting [from a condenser] in a throttle valve further with the working fluid of the low temperature which returns from the above-mentioned evaporator to a compressor.

[0011] Moreover, when the critical temperature of the component of at least 1 of the above-mentioned non-azeotropy system mixing refrigerant is below an abbreviation room temperature, the refrigerator system which attains whenever [superthermal] easily is realizable.

[0012]

[Example] The working fluid which consists of the non-azeotropy system mixing refrigerant by which drawing 1 is the conceptual diagram of one example of the refrigerator system of this invention, and adiabatic compression was carried out with the compressor 1 Although heat is radiated with a condenser 2, and it is cooled by even the abbreviation room temperature, liquefy, and let a throttle valve 4 pass through a dryer 3, and it is sent into an evaporator 5, it expands and evaporates, the heat in a freezer is absorbed and it returns to a compressor again The working fluid which returns to a compressor serves as whenever [low-temperature] to extent whenever [**** internal temperature] at the time of the steady operation, can cool effectively the mixed refrigerant before forming a heat exchanger 10 in the path between throttle valves from the dryer of drawing and going into a throttle valve 4, and can lower temperature even to the temperature below a room temperature.

[0013] The refrigerator system itself which prepared the heat exchanger between such compressors and evaporators is just often going to see from before. June 10, Showa 45 issue of the 7th edition for example, "refrigeration and air-conditioning" Yamada [Haruo] work and Yokendo, Ltd. -- P. If 77 carries out like this, the gas by which it comes from an evaporator will be heated with a liquefied hot refrigerant, it will go into a compressor, the hot refrigerant liquefied on the other hand is supercooled well below at saturation temperature, it goes into a throttle valve, without intermingling residual gas at

all in it, and the both sides of a compressor and an evaporator can do smooth operation. However, these are not the things of the more than which is performed in the refrigerant which consists of a single component, and makes the run cycle of such a refrigerator smooth by use of the sensible heat.

[0014] However, in the non-azeotropy system mixing refrigerant which consists of two or more components like this invention, since a boiling point curve and the dew point line will have dissociated as described above if it does in this way and cools effectively, cooling in a condensation process makes the presentation of the liquid phase turn and shift to a low-boiling point refrigerant side, and the fall of the vapor pressure accompanying cooling can control the temperature rise in the case of adiabatic compression, and can promote this operation further. On the other hand, the boiling point changes with presentations of the liquid phase, and since the boiling point of the mixed refrigerant of a low-boiling point component side presentation becomes lower, the refrigerant which did in this way and shifted to the low-boiling point side presentation can demonstrate refrigerating capacity in an evaporation process to the maximum extent.

[0015] Furthermore, since vapor pressure falls according to the temperature, a condensation process will advance promptly with low voltage, and the mixed refrigerant which did in this way and was cooled in the condensation process comparatively enables actuation of the whole refrigerator system with low voltage. That is, when the pressure of a condensation process is made high and the low-boiling point refrigerant side presentation is liquefied conventionally, the discharge pressure of a compressor can be made low and the load can be reduced.

[0016] The mixed refrigerant which contains a refrigerant component with more high vapor pressure using the compressor of the same capacity from this can be used, and it becomes possible to aim at improvement in the capacity of a refrigerator. Moreover, although the boiling point in a mixed refrigerant is low and condensation of a component with low critical temperature is promoted by cooling of the mixed refrigerant by this heat exchanger, it becomes usable [a refrigerant with the low critical temperature which was not able to be made to condense directly under the actuation environment of a room temperature] by cooling the temperature of this mixed refrigerant below to a room temperature. To the low refrigerant of such the boiling point, the boiling point and critical temperature are more high, and superthermal refrigerating capacity can be easily demonstrated by the refrigerator system of the easy structure of one Yuan style using the condenser which operates under a room temperature environment by considering as the mixed refrigerant which consists of two or more two or more refrigerants combining the refrigerant which can be easily condensed using the condenser which operates under a room temperature environment.

[0017] In this refrigerator system, as compared with the above-mentioned conventional plural methods, vapor liquid separation cannot be performed an intermediate process, but it is on extension of the condensation process in front of a throttle valve, cooling and condensation of a working fluid can be promoted using the latent heat and the sensible heat of a mixed refrigerant of a return process to a compressor, and it can cool very efficiently with an easy configuration. Since the cycle in front of this throttle valve is on extension of a condensation process, it is promptly reflected in the pressure drop of a compression process. In order that a feedback operation may work effectively conjointly with being able to control the temperature rise in adiabatic compression, and heightening refrigeration capacity using the latent heat and the sensible heat of a mixed refrigerant of a return process, From the first, at the time of a start up, stand going up is easy and it can be promptly gone into steady operation that the condition of having been stabilized at the time of steady operation is maintainable.

[0018] Such a refrigerator system feature of this invention can be seen for both the temperature and pressures in a compressor delivery to decline although the temperature of the mixed refrigerant which cools a working fluid in front of a throttle valve, and returns to a compressor is rising by heat exchange just before a compressor. That is, since the discharge pressure of a compressor declines remarkably, the temperature rise by adiabatic compression is controlled and such a process feeds it back to a refrigerating cycle immediately. Moreover, although the mixed refrigerant before going into a compressor is heated by heat exchange and specific volume increases, it will be in the condition that the liquid phase with many high-boiling point components which remain is also evaporated, and there is no

trouble in operation of a compressor. In order to check actuation of the refrigeration system of such this invention, it experimented as contrasted with what is depended on the refrigeration system of the conventional format which is not equipped with the heat exchanger by the return refrigerant before returning to the compressor shown in drawing 2.

[0019] Since the analysis of the detailed physical properties of a mixed refrigerant is not necessarily required for the experiment which grasps these properties Suppose that it checks by operation of the system and commercial product model name F-14 made from UNIDAD (refrigerator model name: GL99EJ) is used for a refrigerator. The mixed refrigerant (butane (C₄H₁₀) 55% and R-116 (C₆F₆) 45%) was used as a mixed refrigerant, the fill to a refrigerator was changed in 200-237g, and the temperature in each part of A-G of a refrigerator system and a pressure value were measured. As a heat exchanger 10, this also made the copper double pipe of a commercial item die length of 3m, and used the outer tube as passage of a return refrigerant. The pressure in these system operations and temperature are shown in Table 1.

[0020]

[Table 1]

表 1: 冷凍機システム各部分の温度及び圧力 (ブタン+R116)

	吐出圧力 (kg/cm ²)	吐出温度 (℃)	吸入圧力 (cmHg)	戻り温度 (℃)	熱交換器 入口温度 (℃)	熱交換器 出口温度 (℃)	エバポレータ 入口温度 (℃)	充填量 (g)
本	16.5	62.7	10	35.9	29.8	23.9	-70.0	200
発	15.0	63.4	10	35.3	29.5	18.6	-71.6	219
明	8.0	62.2	0	32.1	31	-12.3	-68.9	237
比	19.5	66.9	0	26.5	---	---	-55.0	200
較	19.0	68.9	0	22.4	---	---	-70.0	219
例	19.5	69.4	0.06	18.9	---	---	-70.7	237

例: 吐出圧力、吸入圧力は圧縮機の前で計測した絶対値。

[0021] The point of measurement of the numeric value of a table is as follows. A discharge pressure (A), a discharge temperature (A), suction pressure (B), return temperature (B), The return refrigerant used for cooling of the refrigerant in front of a throttle valve as shown in heat-exchanger inlet temperature (C), heat-exchanger outlet temperature (E), and the evaporator inlet temperature (G) table 1 Although temperature is rising by no less than 13.2-9.4 degrees C rather than the example of a comparison just before a compressor as the heat of the refrigerant from a condenser is absorbed and it is shown in the column of return temperature, the temperature after carrying out adiabatic compression of this with a compressor is falling by 7.2-4.2 degrees C conversely. Moreover, it turns out that the discharge pressure is falling to coincidence remarkably with the fall of heat exchanger outlet temperature, and the temperature fall of the refrigerant in front of a throttle valve reduced the vapor pressure of a mixed refrigerant, and has produced the fall of a discharge pressure, and the fall of a discharge temperature.

[0022] Moreover, this effectiveness is attained by making the fill of a refrigerant increase to 237g from 200g, the increment in this refrigerant fill raises a cooling operation of the refrigerant in front of a direct throttle valve, and it turns out that the temperature in that heat exchanger outlet is reduced. Although an attainment temperature gradient becomes small near the boiling point of a presentation of filler gas since the inclination of a boiling point curve becomes loose along with the fall of condensation temperature about attainment temperature, also in the small range of a fill or a discharge pressure, whenever [predetermined low-temperature] is attained effectively.

[0023] Then, if the relation of the temperature of a refrigerant and the fill in a heat exchanger inlet port and an outlet is contrasted in order to see the relation between this refrigerant fill and these cooling operations, it will become as it is shown in Table 2.

[0024]

[Table 2]

表 2: 冷媒充填量と吐出圧力及び戻り冷媒熱交換器の温度の関係

冷媒充填量 (g)	吐出圧力 (kg/cm ²)	戻り冷媒熱交換器 入口温度 (°C)	戻り冷媒熱交換器 出口温度 (°C)
200	16.5	16.2	29.7
219	16.0	5.6	29.3
237	8.0	-24.6	27.6

測定点: 戻り冷媒熱交換器入口温度: F、戻り冷媒熱交換器出口温度: D

[0025] That is, although evaporator inlet temperature will seldom fall and also whenever [freezer warehouse internal temperature] will not fall since it is already a proper-on refrigerator capacity fill if a refrigerant fill increases, the temperature of the refrigerant in a heat exchanger outlet is falling remarkably. When it is in the condition of having reached the heat exchanger, and the humid gas which circulates through the high butane of the boiling point here, without the ability evaporating, and contains the butane which cannot be evaporated carries out heat exchange to the refrigerant from a compressor and evaporates within a heat exchanger, it has contributed to cooling of a refrigerant greatly. In the refrigerator system which usually uses a non-azeotropy system mixing refrigerant, it generates frequently, and this condition will be in the condition of calling with frost. It is generated with frost in the circumference of piping from an evaporator to a compressor, and the operation effectiveness of a refrigerator not only falls, without contributing to the refrigerating capacity of a refrigerator when it comes to such a condition, but becomes the cause of breakage of a refrigerating facility. This invention can reduce a discharge pressure remarkably using the refrigeration capacity of the return refrigerant component which does not contribute to that refrigerating capacity, can mitigate that load, and it not only cancels this phenomenon with frost, but can improve the operation effectiveness of a refrigerator. The physical property of R-116 and butane is shown in Table 3. Since the boiling point of butane is -0.5 degree C as indicated in the table, in the case of 237g of fills, the temperature of a -24.7 degree C refrigerant is understood that what is depended on the sensible heat of a refrigerant in addition to the latent heat of butane is large.

[0026]

[Table 3]

表 3: ブタン、R-116 の物理的性質

	化学式	沸点 (°C, 1 atm)	臨界温度 (°C)	蒸気圧 (atm, 20°C)
ブタン	C ₄ H ₁₀	-0.5	153.2	2.1
R-116	CF ₃ CF ₃	-78.2	19.85	30.4

[0027] Although system operation of a refrigerator system is possible even if not based on the system of this invention as mentioned above since the mixed refrigerant of butane-R116 system has the comparatively low vapor pressure of R-116 Since the refrigerator system of this invention reduces the temperature and the pressure in a condensation process effectively, under the environment of the usual room temperature, a condensation process can take high pressure to it, or since its critical temperature is low, it can use a refrigerant nonliquefiable in the capacity of the conventional refrigerator, and it can realize ultra low temperature. It changes to a butane-R116 system mixing refrigerant. Then, about a BUTAN R23 system mixing refrigerant The heat exchanger which similarly consists a refrigerator system of a refrigerator of model name F-14 made from UNUDAD (refrigerator species name: GL99EJ) and a commercial copper double pipe is used. The fill [as opposed to a refrigerator for a mixed refrigerant (butane (C₄H₁₀) 72% and R-23 (CHF₃) 28%)] was changed in 140-270g as a mixed refrigerant, and the temperature in each part of A-H of a refrigerator system and a pressure were measured. Table - The data and butane, and the physical property of R-23 are shown in 4 and 5. Point of measurement: Whenever [return refrigerant heat exchanger (inlet-port F) return refrigerant heat exchanger outlet (D) and warehouse internal temperature] (H)

[0028]

[Table 4]

4/19/2005

表 4: 冷凍機システム各部分の温度・圧力 (ブタン+R23)

	吐出圧力 (kg/cm ²)	吸入圧力 (cmHg)	熱交換器 入口温度 (°C)	熱交換器 出口温度 (°C)	戻り冷媒 熱交換器 入口 (°C)	戻り冷媒 熱交換器 出口 (°C)	庫内温度 (°C)	充填量 (g)
本 発 明	15.5	20	30.4	24.4	17.9	30.2	-27	140
	14.5	5	29.8	-0.8	-17.0	29.2	-50	160
	11.0	0	29.7	-17.5	-26.7	26.8	-69.7	160
	10.0	0	29.8	-22	-26.8	19.3	-73.5	170
	9.5	0	30.2	-24	-30.9	-0.9	-74.2	180
	9.5	0.1	30.9	-23.4	-30.9	-1.9	-73.4	190
	9.5	0.2	31.3	-23.8	-30.2	-4.8	-72.0	200
	10.0	0.3	32.9	-22.3	-29.2	-2.6	-70.1	210
	10.5	0.5	34.6	-21.4	-28.9	-0.4	-67.9	220
	11.0	0.6	35.0	-21.6	-28.9	1.7	-66.5	230
	11.25	0.6	35.3	-22.5	-29.5	2.8	-66.0	240
	12.0	0.7	35.8	-24.2	-30.7	3.4	-65.5	250
	12.25	0.8	35.8	-24.7	-30.7	3.5	-65.0	260
	12.5	0.8	35.3	-25.4	-31.4	3.7	-64.4	270

例：吐出圧力、吸入圧力は圧縮機の前で計測した絶対値。

[0029]

[Table 5]

表 5: ブタン、R-23 の物理的性質

	化学式	沸点 (°C, 1 atm)	臨界温度 (°C)	蒸気圧 (atm, 20°C)
ブタン	C ₄ H ₁₀	-0.5	153.2	2.1
R-23	CHF ₃	-82.03	25.82	49.3

[0030] Although R-23 has the boiling point lower than R-116 and its critical temperature is high as seen to Table 5, on the other hand, since vapor pressure is very high, the temperature of a condensation process and a pressure rise also as these mixed stock refrigerants, and use is difficult by the capacity of the conventional refrigerator. In the refrigeration system of this invention, it turns out that the temperature of the return refrigerant in a heat exchanger falls remarkably, is interlocked with these, and the coolant temperature of a discharge pressure and a heat exchanger outlet falls remarkably as are seen to the above-mentioned table 4, and a refrigerant fill increases. Thus, the refrigerating capacity of a BUTAN R23 system refrigerant can be demonstrated to the maximum extent. Also in this case, there is almost fixed proper range on the refrigeration capacity of a return refrigerant from a fill like the above-mentioned case, and even if it increases a refrigerant fill more than by it, refrigerating capacity does not improve. Although the refrigerator of marketing of the mixed refrigerant was checked by system operation was filled up with the above example and the operation effectiveness was checked by system operation in it, these operations are common in the large range of the combination of a non-azeotropy mixing refrigerant, or the class of these refrigerants, and it is clear that its the number of the classes of the refrigerant to combine also demonstrates same operation and effectiveness in two or more numbers.

[0031] That is, the principle of this invention uses that the presentation of the liquid phase shifts to a low-boiling point component side with the temperature fall in the condensation process of a non-azeotropy system mixing refrigerant, and the boiling point of the liquid phase also falls by it, can also reduce a necessary compression pressure and can improve refrigerating capacity remarkably while it becomes possible [falling frozen temperature more], so that it may see to the boiling point curve of the vapor-liquid-equilibrium curve of a mixed refrigerant. Moreover, such effectiveness makes it possible to treat a refrigerant with high vapor pressure easily as a mixed refrigerant low [the boiling point which cannot be liquefied at a room temperature], and according to the capacity of the maintenance temperature of a refrigerator, a refrigerator compressor, etc. made into the purpose, the class and number of these refrigerants can be selected from the relation of the boiling point, and the critical temperature and the critical pressure, and can be combined suitably.

[0032] Moreover, in order to consider as the heat exchanger structure where capacity is more large in order that the frozen structure of a system may also promote the condensation process of a boiling point refrigerant to a low temperature service more based on the above-mentioned example whenever [low-temperature / in the inside of a heat exchanger] fundamentally, or to consider as a compact

configuration, it can change to double tubing and the thing of a helicoid traveling wave tube or a laminated structure can also be adopted.

[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2001-99498
(P2001-99498A)

(43) 公開日 平成13年4月13日 (2001.4.13)

(51) IntCl. ⁷	識別記号	F I	テマコード* (参考)
F 2 5 B 1/00	3 3 1	F 2 5 B 1/00	3 3 1 Z
	3 9 5		3 9 5 A
C 0 9 K 5/04		C 0 9 K 5/04	

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 6 頁)

(21) 出願番号 特願平11-279192

(22) 出願日 平成11年9月30日 (1999.9.30)

(71) 出願人 591216532

株式会社ダイレイ

東京都文京区湯島3丁目19番4号

(72) 発明者 制野 敏雄

東京都文京区湯島3丁目19番4号 株式会
社ダイレイ内

(74) 代理人 100107962

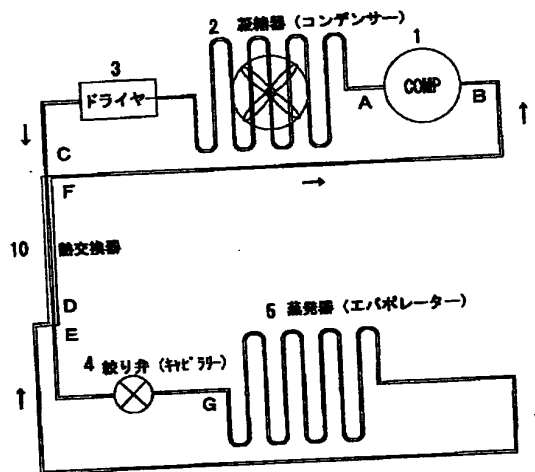
弁理士 入交 孝雄

(54) 【発明の名称】 非共沸系混合冷媒を用いた冷凍システム

(57) 【要約】

【目的】 2成分以上の混合系冷媒を用い、簡単な冷凍機システム構成により容易に超低温度を実現する。

【構成】 2以上の冷媒成分を含む非共沸系混合冷媒を用いた冷凍システムにおいて、圧縮機1、凝縮器2、絞り弁4、蒸発器5を経て圧縮機に帰還する循環経路内の、蒸発器から圧縮機に帰還する低温の作動流体によって凝縮器から絞り弁に至る間の作動流体を熱交換器10により冷却して、冷媒の温度を低下させて蒸気圧を低下させ、それによって更に圧縮・凝縮過程の温度及び圧力を低下させることにより、冷凍機システムの作動圧力を低下させ、蒸気圧が高く、沸点の低い冷媒成分の凝縮・液化を促進する。従って、冷凍機システムの作動圧力を低くすると共に、臨界圧が高く、臨界温度の低い冷媒を混合冷媒成分として超低温度を容易に実現できる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 2以上の冷媒成分を含む非共沸系混合冷媒を用いた冷凍システムにおいて、圧縮機、凝縮器、絞り弁、蒸発器を経て圧縮機に帰還する循環経路内の、蒸発器から圧縮機に帰還する低温の作動流体によって凝縮器から絞り弁に至る間の作動流体を冷却して低沸点成分の液化を促進することを特徴とする冷凍システム。

【請求項2】 上記蒸発器から絞り弁に至る間の作動流体を冷却する低温の作動流体が、液状の高沸点成分により湿潤状態にあることを特徴とする請求項1記載の冷凍システム。

【請求項3】 上記蒸発器から圧縮機に帰還する低温の作動流体によって凝縮器から絞り弁に至る間の作動流体を冷却することにより、圧縮機からの作動流体の吐出圧力を低下させることを特徴とする請求項1、2記載の冷凍システム。

【請求項4】 上記非共沸系混合冷媒の少なくとも一の成分の臨界温度が略室温以下であることを特徴とする請求項1、2又は3記載の冷凍システム。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、冷凍機ユニット等の冷凍システムに関する。

【0002】

【従来の技術】冷凍庫、冷凍機用冷媒として、その優れた特性からフロンが広く用いられてきたが、塩素を含むいわゆる特定フロンが大気圏上層のオゾン層を破壊すること及び多くのフロンが温室効果ガスとして地球温暖化に影響を及ぼすことから、これらのフロンが国際的な規制対象となって使用できないようになりつつある。これに対して、オゾン層の破壊をもたらさず、温室効果等の影響の少ないいわゆる代替フロンの使用が試みられ、またこれらのフロン系冷媒に変わる炭化水素系の新しい冷媒の開発が進められている。

【0003】しかしながら、冷媒として使用するには化学的に安定で毒性がなく、潤滑油との相溶性がよいなどの特性のほか、目的とする冷凍温度との関係で充分低い標準沸点を有すること及び室温環境下で作動するため臨界温度が高いことが求められるが、一般に絶対温度目盛で標準沸点の臨界温度に対する比の値（対臨界沸点値）は、概ね0.6～0.7程度の範囲であるため、室温で作動して冷凍庫庫内温度を大きく下げることのできる冷媒を得ることは困難であり、特に-50℃以下の庫内温度を維持する超低温用冷凍機用冷媒は、臨界温度が低いことと相まって、液化に要する圧力も高いため実用性のある新たな冷凍システムの構築は実現困難である。

【0004】このため、2以上の成分から成る混合冷媒として、沸点などの特性をその混合組成を選定することにより調整することが試みられている。この場合、非共沸混合冷媒は組成や各成分物質の種類を広く選定する事

ができるが、他方非共沸混合冷媒の相変化特性は、露点曲線と沸点曲線とが分離して圧力一定の条件下で液化開始温度と液化終了温度または気化開始温度と気化終了温度が異なる。従って、等圧下の凝縮機内で気液各相の組成が変化し、冷媒充填量を多くするなどして冷却能力を上げると湿潤な冷媒ガスが蒸発器から残存したまま冷凍機システムを循環して冷凍機システムの効率を低下することとなる。

【0005】また、超低温用冷凍機システムでは、2以上の成分から成る非共沸混合冷媒を用いた冷凍機システムとして、室温環境下で作動する凝縮器の能力では低沸点で臨界温度の低い成分の液化が困難であるため、成分冷媒毎に多段階で凝縮させる多元方式などが用いられている。

【0006】図3に示すものはその1例で、沸点の異なる3種類の冷媒から成る混合冷媒を用い、1台の圧縮機（コンプレッサー）1で圧縮された混合冷媒を凝縮器2を経て放熱させた後、沸点の高い第1の冷媒をより沸点の低い第2の冷媒の凝縮に用い、さらに第2の冷媒を目的とする冷却温度を実現する沸点の低い冷媒の凝縮に用いるもので、図においてこれらの第1、第2の冷媒は、気液分離器6、8でそれぞれ分離されて絞り弁4をへて気化され、熱交換器7、8でより沸点の低い冷媒を凝縮させる。最も沸点の低い第3の冷媒は絞り弁4を経由して蒸発器5で気化されて冷却槽（冷凍庫）50内を目的の温度に冷却する。

【0007】しかしながら、このような冷凍機システムは構造が複雑であり、設備の大型化が避けられないため、製造コストが高むばかりか、メンテナンスなども困難であって、維持コストも掛かり、普及を図る上での制約ともなっている。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】非共沸混合系冷媒を用いて、単純なシステム構成により容易に高効率の冷凍システム、特に超低温用冷凍機システムを実現する。

【0009】

【課題を解決するための手段】本発明は、2以上の冷媒成分を含む非共沸系混合冷媒を用いた冷凍システムにおいて、圧縮機、凝縮器、絞り弁、蒸発器を経て圧縮機に帰還する循環経路内の、蒸発器から圧縮機に帰還する低温の作動流体によって凝縮器から絞り弁に至る間の作動流体を冷却して低沸点成分の液化を促進することを特徴とする冷凍システムである。

【0010】また、上記蒸発器から絞り弁に至る間の作動流体を冷却する低温の作動流体を、液状の高沸点成分により湿潤状態とすることにより効果的に冷却能力を向上し、さらに、上記蒸発器から圧縮機に帰還する低温の作動流体によって凝縮器から絞り弁に至る間の作動流体を冷却することにより、圧縮機からの作動流体の吐出圧力を低下させることができる。

【0011】また、上記非共沸系混合冷媒の少なくとも一の成分の臨界温度が略室温以下であることにより、容易に超低温度を達成する冷凍機システムを実現することができる。

【0012】

【実施例】図1は、本発明の冷凍機システムの1実施例の概念図であって、圧縮機1によって断熱圧縮された非共沸系混合冷媒から成る作動流体は、凝縮器2で放熱して略室温にまで冷却されて液化し、ドライヤー3をへて絞り弁4を通して蒸発器5に送り込まれて膨張・気化して冷凍庫内の熱を吸収して再び圧縮機に戻るが、圧縮機に戻る作動流体はその定常運転時には略庫内温度程度まで低温度となっており、図のドライヤーから絞り弁の間の経路に熱交換器10を設けて絞り弁4に入る前の混合冷媒を効果的に冷却して室温以下の温度にまで温度を下げるができる。

【0013】このような圧縮機と蒸発器との間に熱交換器を設けた冷凍機システム自体は従来よりしばしばみられるところである（例えば、「冷凍及び空調」山田治夫著、株式会社養賢堂、昭和45年6月10日第7版発行、P. 77）が、こうすると蒸発器から出るガスは液状の高温の冷媒によって加熱されて圧縮機に入り、一方液化した高温の冷媒は良く飽和温度以下に過冷却されてその中に残存ガスをまったく混在せずに絞り弁へ入り、圧縮機と蒸発器の双方共に円滑な運転ができる。しかしながら、これらは単一成分からなる冷媒において行なわれたものであって、顕熱の利用によりこのような冷凍機の運転サイクルを円滑にする以上のものではない。

【0014】ところが、本発明のように2以上の成分からなる非共沸系混合冷媒において、このようにして効果的に冷却すると、上記したとおり沸点曲線と露点曲線とが分離しているために、凝縮過程での冷却は液相の組成を低沸点冷媒側に向けて移行させ、また冷却に伴う蒸気圧の低下は断熱圧縮の際の温度上昇を抑制してさらにこの作用を促進することができる。一方、沸点は液相の組成によって異なり、低沸点成分側組成の混合冷媒の沸点はより低くなるから、このようにして低沸点側組成に移行した冷媒は蒸発過程では冷凍能力を最大限に発揮することができる。

【0015】更に、このようにして凝縮過程で冷却された混合冷媒は、その温度に応じて蒸気圧が低下するため凝縮過程がより低圧で速やかに進行することとなり、冷凍機システム全体の作動を比較的低圧で作動可能とする。すなわち、従来、凝縮過程の圧力を高くして低沸点冷媒側組成の液化を行なっていたところ、圧縮機の吐出圧力を低くできることとなってその負荷を低減することができる。

【0016】このことから同じ能力の圧縮機を用いて、より蒸気圧の高い冷媒成分を含む混合冷媒を使用できるものであり、冷凍機の能力の向上を図ることが可能とな

る。また、この熱交換器による混合冷媒の冷却によって混合冷媒中の沸点が低く、臨界温度の低い成分の凝縮が促進されるが、この混合冷媒の温度を室温以下に冷却することにより、室温の作動環境下で直接凝縮させることができなかつた臨界温度の低い冷媒の使用が可能となる。このような沸点の低い冷媒に対して、沸点及び臨界温度がより高く、室温環境下で作動する凝縮器を用いて容易に凝縮することのできる冷媒を組合せて、2以上の複数の冷媒からなる混合冷媒とすることにより、室温環境下で作動する凝縮器を用いた1元式の簡単な構造の冷凍機システムによって、容易に超低温の冷凍能力を発揮することができる。

【0017】この冷凍機システムにおいては、上記の従来の多元方式に比較して、途中の過程で気液分離を行わず、絞り弁直前の凝縮過程の延長上で圧縮機への戻り過程の混合冷媒の潜熱及び顕熱を利用して作動流体の冷却・凝縮の促進を行なうもので、簡単な構成で極めて効率良く冷却することができる。この絞り弁直前のサイクルは、凝縮過程の延長上にあるため圧縮過程の圧力低下に速やかに反映し、断熱圧縮における温度上昇を抑制することができ、また、戻り過程の混合冷媒の潜熱及び顕熱を利用して冷却能力を高めることと相まって効果的にフィードバック作用が働くため、定常運転時は安定した状態を維持できることはもとより運転開始時においても立ち上がり容易で速やかに定常運転に入ることが可能である。

【0018】このような本発明の冷凍機システムの特徴は、絞り弁の前で作動流体を冷却して圧縮機に戻る混合冷媒の温度が熱交換によって、圧縮機直前において上昇しているにもかかわらず、圧縮機吐出口での温度及び圧力が共に低下していることに見ることができる。即ち、圧縮機の吐出圧力が著しく低下するため、断熱圧縮による温度上昇は抑制されているのであり、このような過程が直ちに冷凍サイクルにフィードバックするのである。また、圧縮機に入る前の混合冷媒は、熱交換によって加熱されて比容積は増えるが、残存する高沸点成分の多い液相も気化されて圧縮機の運転に支障のない状態となる。このような本発明の冷凍システムの作動を確認するため、図2に示す圧縮機に戻る前の戻り冷媒による熱交換器を備えていない従来の形式の冷凍システムによるものと対比して実験をおこなった。

【0019】これらの特性を把握する実験には混合冷媒の詳細な物性の解析は必ずしも必要ではないので、実機の運転によって確認することとし、冷凍機には市販のUNIDAD社製製品機種名F-14（冷凍機機種名：GL99EJ）を用い、混合冷媒としてブタン（ C_4H_{10} ）55%、R-116（ C_6F_8 ）45%の混合冷媒を使用し、冷凍機に対する充填量を200～237gの範囲で変えて、冷凍機システムのA～Gの各部分における温度、圧力値を測定した。熱交換器10として、これも市

販品の銅製二重管を3mの長さとし、外管を戻り冷媒の流路として用いた。これらの実機運転における圧力、温度を表1に示す。

【0020】
【表1】

表 1: 冷凍機システム各部分の温度及び圧力 (ブタン+R116)

	吐出圧力 (kg/cm ²)	吐出温度 (°C)	吸入圧力 (cmHg)	戻り温度 (°C)	熱交換器 入口温度 (°C)	熱交換器 出口温度 (°C)	エバポレータ 入口温度 (°C)	充填量 (g)
本	16.5	62.7	10	35.9	29.8	29.9	-70.0	200
発	16.0	63.4	10	36.3	29.5	18.6	-71.6	219
明	8.0	63.2	0	32.1	31	-12.3	-68.9	237
比	19.5	66.9	0	26.5	---	---	-65.0	200
較	19.0	68.9	0	22.4	---	---	-70.0	219
例	19.5	69.4	0.05	18.9	---	---	-70.7	237

例: 吐出圧力、吸入圧力は圧縮機の前・後で計測した絶対値。

【0021】表の数値の測定点は次のとおりである。吐出圧力(A)、吐出温度(A)、吸入圧力(B)、戻り温度(B)、熱交換器入口温度(C)、熱交換器出口温度(E)、エバポレータ入口温度(G)表1に示すとおり、絞り弁直前の冷媒の冷却に使用した戻り冷媒は、凝縮器からの冷媒の熱を吸収して戻り温度の欄に示すとおり圧縮機直前で比較例よりも13.2～9.4℃も温度が上昇しているが、これを圧縮機によって断熱圧縮された後の温度は逆に7.2～4.2℃低下している。また、同時に熱交換器出口温度の低下と共に吐出圧力が著しく低下しているのであって、絞り弁直前における冷媒の温度低下が、混合冷媒の蒸気圧を低下させ、吐出圧力の低下と吐出温度の低下を生じていることが判る。

【0022】また、この効果は冷媒の充填量を200g

から237gに増加させることによって達成されており、この冷媒充填量の増加が直接絞り弁直前における冷媒の冷却作用を高め、その熱交換器出口における温度を低下させていることが判る。到達温度については、凝縮温度の低下につれて沸点曲線の傾きが緩やかになるため、充填ガスの組成の沸点近傍では到達温度差は小さくなるが、充填量や吐出圧力の小さい範囲においても効果的に所定の低温度を達成している。

【0023】そこで、この冷媒充填量とこれらの冷却作用との関係を見るため、熱交換器入口と出口における冷媒の温度と充填量との関係を対比すると、表2のようになる。

【0024】
【表2】

表 2: 冷媒充填量と吐出圧力及び戻り冷媒の温度の関係

冷媒充填量 (g)	吐出圧力 (kg/cm ²)	戻り冷媒熱交換器 入口温度 (°C)	戻り冷媒熱交換器 出口温度 (°C)
200	16.5	16.2	29.7
219	16.0	6.6	29.3
237	8.0	-24.6	27.6

測定点: 戻り冷媒熱交換器入口温度: F、戻り冷媒熱交換器出口温度: D

【0025】即ち、冷媒充填量が増加すると、既に冷凍機能力上適正充填量であるため蒸発器入口温度はあまり低下せず、冷凍庫内温度も低下しないが、熱交換器出口における冷媒の温度は著しく低下している。ここでは沸点の高いブタンが蒸発しきれずに循環してその気化しきれないブタンを含む湿潤ガスが熱交換器に達している状態にあり、熱交換器内で圧縮機からの冷媒と熱交換して気化することにより、冷媒の冷却に大きく寄与している。この状態は、通常非共沸系混合冷媒を用いる冷凍機システムにおいてはたびたび発生し、霜付と称する状態となる。このような状態となると冷凍機の冷凍能力に寄与せずに冷凍機の運転効率が低下するばかりでなく、蒸

発器から圧縮機に至る配管周りに霜付を生じ、冷凍設備の破損の原因ともなる。本発明は、この霜付現象を解消するのみでなく、その冷凍能力に寄与しない戻り冷媒成分の冷却能力を利用して吐出圧力を著しく低下させてその負荷を軽減し、冷凍機の運転効率を向上することができる。表3にR-116、ブタンの物理的性質を示す。表に記載されているとおり、ブタンの沸点は-0.5℃であるから、充填量237gの場合、-24.7℃の冷媒の温度はブタンの潜熱に加えて冷媒の顕熱によるものが大きいことが判る。

【0026】
【表3】

表 3: ブタン、R-116の物理的性質

	化学式	沸点 (°C, 1atm)	臨界温度 (°C)	蒸気圧 (atm, 20°C)
ブタン	C ₄ H ₁₀	-0.5	153.2	2.1
R-116	CF ₃ CF ₃	-78.2	19.85	30.4

【0027】ブタン-R116系の混合冷媒は、R-116の蒸気圧が比較的低いため上記のように本発明のシステムによらずとも冷凍機システムの実機運転が可能

であるが、本発明の冷凍機システムは凝縮過程における温度及び圧力を効果的に低下させるため、通常の室温の環境下では凝縮過程で高圧を要したり、臨界温度が低い

ため従来の冷凍機の能力においては液化できない冷媒を使用して、超低温を実現することができる。そこで、ブタン-R116系混合冷媒に替えてブタン-R23系混合冷媒について、冷凍機システムを同じくUNUDAD社製機種名F-14 (冷凍機種名: GL99EJ) の冷凍機と市販の銅製二重管からなる熱交換器を用い、混合冷媒としてブタン (C_4H_{10}) 72%、R-23 (CHF_3) 28%の混合冷媒を冷凍機に対する充填量を14

0~270 gの範囲で変えて冷凍機システムのA~Hの各部分における温度、圧力を測定した。表-4及び5にそのデータ及びブタンとR-23の物理的性質を示す。
測定点: 戻り冷媒熱交換器入口 (F)、戻り冷媒熱交換器出口 (D)、庫内温度 (H)

【0028】

【表4】

表4: 冷凍機システム各部分の温度及び圧力 (ブタン+R23)

	吐出圧力 (kg/cm ²)	吸入圧力 (cmHg)	熱交換器 入口温度 (°C)	熱交換器 出口温度 (°C)	戻り冷媒 熱交換器 入口 (°C)	戻り冷媒 熱交換器 出口 (°C)	庫内温度 (°C)	充填量 (g)
本 発 明	15.5	20	30.4	24.4	17.9	30.2	-27	140
	14.5	5	29.8	-0.8	-17.0	29.2	-60	160
	11.0	0	29.7	-17.6	-26.7	26.8	-69.7	160
	10.0	0	29.8	-22	-26.8	19.3	-73.5	170
	9.5	0	30.2	-24	-30.9	-0.9	-74.2	180
	9.5	0.1	30.3	-23.4	-30.9	-1.9	-78.4	190
	9.5	0.2	31.3	-23.8	-30.3	-4.8	-72.0	200
	10.0	0.3	32.9	-22.3	-29.2	-2.6	-70.1	210
	10.5	0.5	34.6	-21.4	-28.9	-0.4	-67.9	220
	11.0	0.6	35.0	-21.6	-28.9	1.7	-66.5	230
	11.25	0.6	35.2	-22.5	-29.5	2.8	-66.0	240
	12.0	0.7	35.8	-24.2	-30.7	3.4	-65.5	250
	12.25	0.8	35.6	-24.7	-30.7	3.5	-65.0	260
	12.6	0.8	35.3	-25.4	-31.4	3.7	-64.4	270

例: 吐出圧力、吸入圧力は圧縮機の前段で計測した絶対値。

【表5】

表5: ブタン、R-23の物理的性質

	化学式	沸点 (°C, 1atm)	臨界温度 (°C)	蒸気圧 (atm, 20°C)
ブタン	C_4H_{10}	-0.5	153.2	2.1
R-23	CHF_3	-82.03	25.82	49.3

【0029】

【0030】表5に見るとおり、R-23は沸点がR-116よりも低く、臨界温度が高いが、一方蒸気圧がすこぶる高いためこれらの混合系冷媒としても凝縮過程の温度、圧力が上昇して従来の冷凍機の能力では使用困難である。本発明の冷凍システムにおいては、上記の表4に見るとおり、冷媒充填量が増加するにつれて熱交換器における戻り冷媒の温度が著しく低下し、これらと連動して吐出圧力及び熱交換器出口の冷媒温度が著しく低下することが判る。このようにして、ブタン-R23系冷媒の冷凍能力を最大限に発揮することができる。この場合も上記の場合と同様に充填量からは戻り冷媒の冷却能力上ほぼ一定の適正範囲があり、それ以上冷媒充填量を増加しても冷凍能力は向上しない。以上の例では、2成分系の混合冷媒を市販の冷凍機に充填して実機運転によってその作用効果を確認したが、これらの作用は、非共沸混合冷媒の組み合わせやこれらの冷媒の種類の広い範囲において共通であって、又その組み合わせる冷媒の種類の数も2以上の数において同様の作用・効果を発揮することが明らかである。

【0031】すなわち、本発明の原理は、混合冷媒の気液平衡曲線の沸点曲線に見るように、非共沸系混合冷媒の凝縮過程における温度低下に伴って液相の組成が低沸点成分側に移行し、またそれによって液相の沸点もまた低下することを利用するものであり、冷凍温度をより低下することが可能となると共に、所要の圧縮圧力を低

下させて冷凍能力を著しく向上することができる。また、これらの効果は、室温で液化できないような沸点の低い、あるいは蒸気圧の高い冷媒を混合冷媒として容易に扱うことを可能とするもので、これらの冷媒の種類や数は目的とする冷凍機の維持温度や冷凍機圧縮機などの能力に応じて、沸点、臨界温度・臨界圧力の関係から選定して適宜に組合せることができる。

【0032】又、冷凍システムの構成も基本的に上記実施例を踏まえて、より低温用には熱交換器中での低温度沸点冷媒の凝縮過程を促進するために、より容量の大きい熱交換器構造としたり、コンパクトな構成とするために2重管に替えて螺旋管や積層構造のものを採用することもできる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の冷凍機システム構成図。

【図2】本発明を適用しない比較例。

【図3】従来の超低温多元系 (3元系) 冷凍機システム。

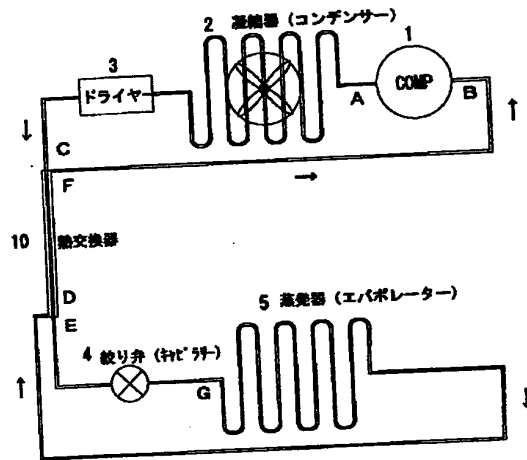
【符号の説明】

- 1 圧縮機
- 2 凝縮器 (コンデンサー)
- 3 ドライヤー
- 4 絞り弁 (キャピラリーチューブ)
- 5 蒸発器 (エバポレータ)
- 6 第1気液分離機

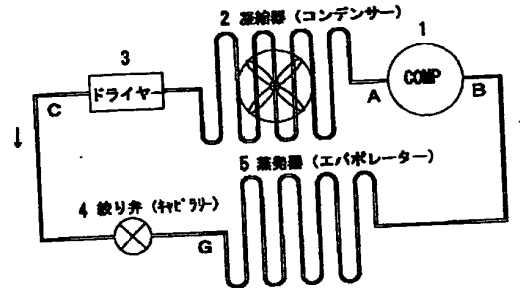
- 7 第1熱交換器
- 8 第2気液分離機
- 9 第2気液分離機

- 10 熱交換器
- 50 冷凍庫

【図1】



【図2】



【図3】

